

DEVICE FOR CONTROLLING BELT TYPE CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION WITH TORQUE CONVERTER

Patent Number: JP1206155
Publication date: 1989-08-18
Inventor(s): MORIMOTO YOSHIHIKO
Applicant(s): FUJI HEAVY IND LTD
Requested Patent: ☐ JP1206155
Application Number: JP19880031167 19880212
Priority Number(s):
IPC Classification: F16H37/02; F16H11/06; F16H47/00
EC Classification:
Equivalents: JP2599278B2

Abstract

PURPOSE:To reduce the friction between a belt and pulleys and carry out rapid speed change by setting a target line pressure based on a required line pressure corresponding to an actual gear ratio, the torque ratio of a torque converter, and input torque obtained from engine torque.

CONSTITUTION:In a torque ratio retrieving means 98, in a zone where the ratio of engine speed N_e to primary-pulley rotating speed N_p , i.e., deceleration is below a defined value, if this speed ratio is in a reducing tendency, a torque ratio increases. Input torque is calculated from this torque ratio and engine torque from a calculating portion 97 by a calculating portion 99. Then, based on this input torque and a necessary line pressure which is in a functional relation to an actual gear ratio (i) and which is set by a setting portion 100, a target line pressure corresponding to the torque ratio and the engine output torque is set by a setting portion 101 at a non-lock-up time, to carry out the duty control of a solenoid valve 51. Thereby, the friction between a belt and pulleys can be reduced enabling rapid speed change.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A)

平1-206155

⑬ Int. Cl.⁴

F 16 H 37/02
11/06
47/00

識別記号

庁内整理番号

D-8613-3 J
Z-8513-3 J
A-8312-3 J

⑭ 公開 平成1年(1989)8月18日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全10頁)

⑮ 発明の名称 トルコン付ベルト式無段変速機の制御装置

⑯ 特 願 昭63-31167

⑰ 出 願 昭63(1988)2月12日

⑱ 発 明 者 森 本 嘉 彦 東京都新宿区西新宿1丁目7番2号 富士重工業株式会社内
⑲ 出 願 人 富士重工業株式会社 東京都新宿区西新宿1丁目7番2号
⑳ 代 理 人 弁理士 小橋 信淳 外1名

明 細 書

1. 発明の名称

トルコン付ベルト式無段変速機の制御装置

2. 特許請求の範囲

無段変速機のライン圧を制御するライン圧制御系において、

速度比算出手段よりの速度比によりトルクコンバータのトルク比を検索、出力するトルク比検索手段と、

エンジントルク算出手段よりのエンジントルクと上記トルク比によって入力トルクを算出、出力する入力トルク算出手段と、

実変速比算出手段よりの実変速比に対応した必要ライン圧を設定、出力する必要ライン圧設定手段と、

この必要ライン圧と、上記入力トルクにより目標ライン圧を設定、出力する目標ライン圧設定手段とを設けたことを特徴とするトルコン付ベルト式無段変速機の制御装置。

3. 発明の詳細な説明

【産業上の利用分野】

本発明は、自動車等の車両の駆動系においてトルクコンバータとベルト式無段変速機とを組合わせて搭載したトルコン付ベルト式無段変速機の制御装置に係り、詳しくは、上記無段変速機の変速比を制御するためのライン圧制御系において、トルク比に応じたライン圧を出力する制御に関する。

【従来の技術】

従来、ベルト式無段変速機の駆動装置としては、電磁クラッチ、湿式クラッチ等で構成される通常のクラッチ機構のようなトルク増幅作用のない装置であったので、ベルト式無段変速機のライン圧によってプーリ間隔を変化させるために、エンジンの出力トルクおよび変速比をパラメータとしてトルク伝達を行なっている。

そこで従来、トルコン付ベルト式無段変速機の制御に関しては、例えば特開昭58-121349号公報に開示されているように、ライン圧制御系の非ロックアップ時のライン圧を上げてプーリのVベルト押圧力を増大させて摩擦による動力伝

速トルクを大きくするために、トルクコンバータのストールトルク比をパラメータとしている装置がある。

【発明が解決しようとする課題】

ところで、上記先行技術のようにトルクコンバータのストールトルク比をパラメータとして非ロックアップ時にライン圧制御系のライン圧を上げ、プーリのVベルト押圧力を増大させる装置では、トルク比が変化しても一律にストールトルク比までライン圧が上昇しているため車両の駆動系におけるオイルポンプロス、各部のフリクション等を増加させるので、車両を駆動する面での滑らかさを失ったり、燃費を悪化させる原因となるなどの問題があった。

本発明は、かかる問題点を解消するためになされたもので、トルクコンバータの非ロックアップ時において、トルクコンバータのトルク比に応じてライン圧制御系のライン圧を制御して、無段変速機のプーリのVベルト押圧力を制御し、オイルポンプロス、各部のフリクション等を増加させな

い最適なライン圧に制御して、上記プーリにおけるスリップ現象が生じる恐れのないトルコン付ベルト式無段変速機の制御装置を提供することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するため、本発明は、無段変速機のライン圧を制御するライン圧制御系において、速度比算出手段よりの速度比によりトルクコンバータのトルク比を検索、出力するトルク比検索手段と、エンジントルク算出手段よりのエンジントルクと上記トルク比によって入力トルクを算出、出力する入力トルク算出手段と、実変速比算出手段よりの実変速比に対応した必要ライン圧を設定、出力する必要ライン圧設定手段と、この必要ライン圧と、上記入力トルクにより目標ライン圧を設定、出力する目標ライン圧設定手段とを設けるように構成する。

【作 用】

上記構成に基づき、トルク比検索手段においてエンジン回転数とプライマリプーリ回転数との比、

すなわち速度比が所定値以下の領域で、この速度比が減少傾向にあるとトルク比が増大してゆく。このトルク比とエンジントルクとから入力トルクを算出し、この入力トルクと必要ライン圧設定手段において実変速比と関数関係にある必要ライン圧と上記入力トルクとの積に基づいて目標ライン圧を算出し、非ロックアップ時にトルク比とエンジン出力トルクに応じた目標ライン圧が算出され、この目標ライン圧に合致するようにライン圧が制御されて、オイルポンプロスとベルトに作用するフリクションロスが低減される。

【実 施 例】

以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

第1図において、ロックアップトルコン付ベルト式無段変速機の駆動系の概略について述べる。符号1はエンジンであり、クランク軸2がトルクコンバータ装置3、前後進切換装置4、無段変速機5およびディファレンシャル装置6に順次伝動構成される。

トルクコンバータ装置3は、クランク軸2がドライブプレート10を介してコンバータカバー11およびトルクコンバータ12のポンプインペラ12aに連結する。トルクコンバータ12のタービンランナ12bはタービン軸13に連結し、ステータ12cはワウエイクラッチ14により案内されている。タービン軸13と一体的なロックアップクラッチ15はコンバータカバー11との間に設置され、エンジン動力をトルクコンバータ12またはロックアップクラッチ15を介して伝達する。

前後進切換装置4は、ダブルベニオン式プランタリギヤ16を有し、サンギヤ16aにタービン13が入力し、キャリア16bからプライマリ軸20が出力する。そしてサンギヤ16aとリングギヤ16cとの間にフォワードクラッチ17を、リングギヤ16cとケースとの間にリバースブレーキ18を有し、フォワードクラッチ17の係合でプランタリギヤ16を一体化してタービン軸13とプライマリ軸20とを直結する。また、リバースブレーキ18の係合でプライマリ軸20に逆転した動力を出力し、フォワード

クラッチ17とリバースブレーキ18の解放でプライマリギヤ16をフリーにする。

無段変速機5は、プライマリ軸20に油圧シリンダ21を有するプーリ間隔可変式のプライマリプーリ22が、セカンダリ軸23にも同様に油圧シリンダ24を有するセカンダリプーリ25が設けられ、プライマリプーリ22とセカンダリプーリ25との間に駆動ベルト26が巻付けられる。ここで、プライマリシリンダ21の方が受圧面積が大きく設定され、そのプライマリ圧により駆動ベルト26のプライマリプーリ22、セカンダリプーリ25に対する巻付け径の比率を変えて無段変速するようになっている。

ディファレンシャル装置6は、セカンダリ軸23に一對のリダクションギヤ27を介して出力軸28が連結し、この出力軸28のドライブギヤ29がファイナルギヤ30に噛合う。そしてファイナルギヤ30の差動装置31が、車軸32を介して左右の車輪33に連結している。

一方、無段変速機制御用の高い油圧源を得るため、無段変速機5にメインオイルポンプ34が設け

られ、このメインオイルポンプ34がポンプドライブ軸35を介してクランク軸2に直結する。また、トルクコンバータ12、ロックアップクラッチ15および前後進切換制御用の低い油圧源を得るため、トルクコンバータ装置3にサブオイルポンプ36が設けられ、このサブオイルポンプ36がポンプ軸37を介してコンバータカバー11に直結する。

第2図において、油圧制御系について述べる。

まず、無段変速機油圧制御系について述べると、オイルパン40と連通する高圧用のメインオイルポンプ34からのライン圧油路41がライン圧制御弁42に連通して高いライン圧を生じ、このライン圧が油路43を介してセカンダリシリンダ24に常に供給されている。ライン圧はさらに、油路44を介して変速速度制御弁45に導かれ、油路46によりプライマリシリンダ21に給排油してプライマリ圧を生じようになっている。また、後述のサブオイルポンプ36からの作動圧油路47は、レデューシング弁48に連通して常に一定の油圧を生じ、このレデューシング油路49、50がライン圧制御弁42のソレノ

イド弁51、変速速度制御弁45のソレノイド弁52に連通する。

ソレノイド弁51は、制御ユニット80からのデューティ信号でオン・オフしてパルス状の制御圧を生じ、この制御圧をアキュムレータ53で平滑化してライン圧制御弁42に作用する。そして変速比 i 、エンジントルク T_e 、トルクコンバータトルク増幅率等に応じ、ライン圧 P_L を制御する。

ソレノイド弁52も同様にデューティ信号でパルス状の制御圧を生じて、変速速度制御弁45を給油と排油の2位置に動作する。そして、デューティ比により2位置の動作状態を変えてプライマリシリンダ21への給排油の流量を制御し、変速比 i と変化速度 di/dt を変えて変速制御する。

次いで、トルクコンバータ等の油圧制御系について述べると、サブオイルポンプ36からの油路60はレギュレータ弁61に連通して、所定の低い作動圧を生じる。この作動圧油路62はロックアップ制御弁63に連通し、このロックアップ制御弁63から油路64によりトルクコンバータ12に、油路65によ

りロックアップクラッチ15のリリース室66に連通する。一方、このロックアップ制御弁63のソレノイド弁67には、上述のレデューシング圧の油路68が連通する。そして制御ユニット80からのロックアップ信号がない場合は、油路62と65とによりリリース室66経由でトルクコンバータ12に給油し、ロックアップ信号が出力すると、油路62と64とにより作動圧をロックアップクラッチ15に作用してロックアップする。

また、油路62から分岐する作動圧油路69は、セレクト弁70、油路71および72を介してフォワードクラッチ17、リバースブレーキ18に連通する。セレクト弁70は、パーキング(P)、リバース(R)、ニュートラル(N)、ドライブ(D)の各レンジに応じて切換えるもので、Dレンジでは油路69と71とによりフォワードクラッチ17に給油し、Rレンジでは油路69と72とでリバースブレーキ18に給油し、P、Nのレンジではフォワードクラッチ17とリバースブレーキ18を排油する。

第3図において電子制御系について述べる。

まず、エンジン回転数 N_e 、プライマリ回転数 N_p 、セカンダリ回転数 N_s 、スロットル開度 θ 、シフト位置の各センサ81ないし85を有する。

そこで、変速速度制御系について述べると、制御ユニット80でプライマリ回転数センサ82、セカンダリ回転数センサ83のプライマリ回転数 N_p とセカンダリ回転数 N_s は実変速比算出部86に入力し、実変速比 $i = N_p / N_s$ により実変速比 i を算出する。この実変速比 i とスロットル開度センサ84のスロットル開度 θ は目標プライマリ回転数検索部87に入力し、 R 、 D 、スポーティドライブ (D_s) の各レンジ毎に変速パターンに基づく $i - \theta$ のテーブルを用いて目標プライマリ回転数 N_{PD} を検索する。目標プライマリ回転数 N_{PD} とセカンダリ回転数 N_s は目標変速比算出部88に入力し、目標変速比 i_s が $i_s = N_{PD} / N_s$ により算出される。そしてこの目標変速比 i_s は目標変速速度算出部89に入力し、一定時間の目標変速比 i_s の変化量により目標変速比変化速度 dis/dt を算出する。そしてこれらの実変速比 i 、目標変速比 i_s 、目標変速比

変化速度 dis/dt は変速速度算出部90に入力し、変速速度 Δi_s を以下により算出する。

$$\Delta i_s = K_1 \cdot (i_s - i) + K_2 \cdot dis/dt$$

上記式において、 K_1 、 K_2 は定数、 $i_s - i$ は目標と実際の変速比偏差の制御量、 dis/dt は制御系の遅れ補正要素である。

上記変速速度 Δi_s 、実変速比 i はデューティ比検索部91に入力する。ここで、操作量のデューティ比 D が、 $D = f(\Delta i_s, i)$ の関係で設定されることから、アップシフトとダウンシフトにおいてデューティ比 D が $\Delta i_s - i$ のテーブルを用いて検索される。そしてこの操作量のデューティ比 D の値は、変速開始前後において更に補正される。

ロックアップ制御系について述べると、エンジン回転数センサ81、プライマリ回転数センサ82のエンジン回転数 N_e 、プライマリ回転数 N_p が入力する速度比算出部92を有し、トルクコンバータ入、出力側の速度比 e を $e = N_p / N_e$ により算出する。この速度比 e とエンジン回転数 N_e はトルクコンバータ状態判断部93に入力する。ここで、

トルクコンバータ12のコンバータ領域とカップリング領域を判断するのに設定速度比 e_s のみならず、回転差 $\Delta N (N_e - N_p)$ が小さいことも条件にしてショックを軽減するため、第4図(a)のように設定速度比 e_s がエンジン回転数 N_e の増大関数で設定してあり、この設定速度比 e_s に対し $e \geq e_s$ の場合にカップリング領域と判断する。

上記目標変速比 i_s 、目標変速比変化速度 dis/dt は変速開始判断部94に入力し、無段変速機5の機構上の最大変速比2.5に対し、目標変速比 i_s が $i_s \geq 2.5$ では変速開始前、目標変速比 i_s が $i_s < 2.5$ では変速開始後を判断する。ここで、電子制御系の目標変速比算出部88では、目標変速比 i_s が $i_s > 2.5$ の領域でも目標変速比 i_s が算出されており、走行条件により第4図(b)の破線 i_{s1} 、 i_{s2} ... のように変化する。かかる変速開始前の状態で所定の遅れ時間 Δt が設定されると、目標変速比 i_s の変化すなわち目標変速比変化速度 dis/dt が大きいほど目標変速比 i_s の大きい値で変速開始を指示する必要があり、これに基づいて第4図(c)の

チャートが設定されている。従って、この第4図(c)のチャートで目標変速比変化速度 dis/dt がAの値の場合には、目標変速比 i_s がBの値に達した時点で変速開始判断する。

そして上記トルクコンバータ状態、変速開始、シフト位置、セカンダリ回転数 N_s の信号はロックアップ決定部95に入力し、速度比 e と設定速度比 e_s とが $e \geq e_s$ のカップリング判断、変速開始判断、 D または D_s のレンジ、セカンダリ回転数 N_s とセカンダリ回転数の設定値 N_{s0} とが $N_s \geq N_{s0}$ のすべての条件を満足する場合に、ロックアップクラッチ15のロックアップ・オンを決定する。そしてこのロックアップ信号が、駆動部96を介してソレノイド弁67に出力する。

ライン圧制御系について述べると、スロットル開度 θ とエンジン回転数 N_e が入力するエンジントルク算出部97を有し、第5図(a)で示したエンジン回転数 N_e 、スロットル開度 θ およびエンジントルク T_e の相関関係を記憶させておき、エンジンの動作状態に応じたエンジントルク T_e を求

める。また、トルクコンバータ12のトルク増幅作用で無段変速機への入力トルクが変化するのに対応して、速度比 e が入力するトルク比検索部98を有し、ここでは第4図(d)のように速度比 e が例えば0.8以下であると、この速度比に反比例してトルク比 f が増大する特性で速度比 e とトルク比 f との関係を記憶させておき、入力する速度比 e によって検索したトルク比 f を入力トルク算出部99に入力し、ここでエンジントルク T_e とトルク比 f との積により無段変速機において伝達される入力トルク T_c を算出する。

一方、突変速比 i は必要ライン圧設定部100に入力し、ここで第5図(b)に示すように入力する突変速比 i に対し必要ライン圧 P_{lu} がオーバードライブ(OD)側に行くに従って小さくなるような特性を記憶させておき、必要ライン圧 P_{lu} を検索して目標ライン圧設定部101に入力する。

この目標ライン圧設定部101においては、必要ライン圧 P_{lu} と入力トルク T_c との積に基づいて目標ライン圧の算出を行うのであるが、上記入力

トルク T_c の下限值 T_{cl} を設定して記憶させておき、この下限値 T_{cl} と入力トルク T_c とを比較して次式によって目標ライン圧 P_{ld} を算出する。

$$\begin{aligned} T_c \geq T_{cl} \text{ の場合} & \quad P_{ld} = P_{lu} \times k \cdot T_c \\ T_c < T_{cl} \text{ の場合} & \quad P_{ld} = P_{lu} \times k \cdot T_{cl} \end{aligned}$$

ここで、 k = 定数

このようにして、例えば減速時等において入力トルク T_c が低下しても、算出時の下限値を設定しておき、出力する目標ライン圧 P_{ld} が所定値以下にならないようにして、デューティ比設定部103に入力する。

一方、ライン圧制御弁42の特性を補正する弁特性補正部102においては、第5図(c)で示すように、ライン圧はフィードバックセンサによるバネ荷重と、デューティソレノイドで発生するデューティ圧との和に対応しているの、デューティソレノイドのデューティ比と突変速比 i とがライン圧を定めるパラメータとなると考えられるが、実際にはエンジン回転数 N_e にはほぼ比例するメインオイルポンプ34の吐出量によってもライン圧が変

化するため、ライン圧はデューティ比、突変速比 i およびエンジン回転数 N_e の3パラメータで定められるようにする。従って、デューティ比 $=0\%$ 、すなわちデューティ圧 $=$ レデューシング圧となったとき、突変速比 i とエンジン回転数 N_e とライン圧最大値 P_{ln} との相関関係を設定し、これにより突変速比 i およびエンジン回転数 N_e によってライン圧最大値 P_{ln} を算出し、デューティ比設定部103に入力する。

デューティ比設定部103では、上記で算出したライン圧最大値 P_{ln} と目標ライン圧 P_{lu} とに基づいてデューティ比 D を定めるのであるが、先ず第5図(d)に示すようなデューティ比 D と $P_{ln} - P_{lu}$ との関係を設定しておき、 $P_{ln} - P_{lu}$ に対応するデューティ比 D を算出し、駆動部104を介してソレノイド弁51に出力する。

さらに、ロックアップ制御とライン圧制御による変速制御系の補正について述べる。

さらに、突変速比の変化速度により、また静止状態から変速を開始する場合などで変速速度が突

化するので、突変速比 i が入力する突変速速度算出部110を設け、突変速比変化速度 di/dt を算出する。そしてこの突変速比変化速度 di/dt をデューティ比検索部91に入力し、突変速比変化速度 di/dt による補正項 $K(di/dt)$ を用い、

$$\Delta is = K(di/dt) \cdot [K_1(is - i) + K_2 \cdot di/dt]$$

の補正を行って、デューティ比 D を実際の変速制御状態に合致させる。

デューティ比検索部91の出力側にはライン圧の変化に対応した補正部111を有し、入力トルク算出部99の入力トルク T_c が入力する。即ち、デューティ比 D が $D' = f(1/\sqrt{T_c}, D)$ で補正され、 D' として出力される。

補正部111の出力側には変速開始指示部112を有し、変速開始判断部94とトルクコンバータ状態判断部93の信号が入力する。そして、カップリング条件不成立の場合は、出力デューティ比 D_o を $D_o = 0$ に定める。また、変速開始条件が成立すると、このときの目標変速比変化速度 dis/dt 、目

瞬変速比 i_s に応じた ΔD を増大補正し、カップリング条件成立時に出力デューティ比 D_o を $D_o = D' + \Delta D$ を出力するのであり、これが駆動部113を介してソレノイド弁52に入力するようになってい

る。
次いで、このように構成された制御装置の作用について述べる。

先ず、NまたはPレンジでエンジン1を始動すると、クランク軸2によりトルクコンバータ装置3は駆動するが、前後進切換装置4で遮断されて無段変速機5にはエンジン動力が入力しない。一方、このときポンプドライブ軸35とコンバータカバー11によりメインオイルポンプ34、サブオイルポンプ36が駆動され、油圧制御系のライン圧制御弁42、レギュレータ弁61、レデューシング弁48により所定の油圧を生じている。ここで、ライン圧はセカンダリシリンダ24にのみ供給されて、駆動ベルト26をセカンダリアーリ25側に移行することで、変速比最大の低速段になっている。また、ロックアップ決定部95のロックアップ・オフの信号

でソレノイド弁67はロックアップ制御弁63をロックアップクラッチ15のリリース側に切換えているので、作動圧はリリース室66を介してトルクコンバータ12に流れ、このためロックアップクラッチ15がオフしてトルクコンバータ12が作動状態になる。

そこで、Dレンジにシフトすると、セレクト弁70によりフォワードクラッチ17に給油されるため、プラネタリギヤ16が一体化してタービン軸13とプライマリ軸20とを直結し、前進位置になる。このため、エンジン動力がトルクコンバータ12を介して無段変速機5のプライマリ軸20に入力し、プライマリアーリ22、セカンダリアーリ25と駆動ベルト26により最も低い低速段の動力がセカンダリ軸23に出力し、これがディファレンシャル装置6を介して車輪33に伝達し、アクセル解放でも走行可能となる。従って、このアクセル解放またはアクセル踏みにより発進する。

ところで、かかる変速比最大の発進時には、トルクコンバータ12が小さい速度比 e によってトル

ク増幅作用をしており、この増幅作用はトルク比検索部98で設定した第4図(d)の速度比 e とトルク比 i との関係より検索されたトルク比 i に基づき、入力トルク算出部99を介し目標ライン圧設定部101において、下限値 T_{cl} を設定した入力トルク T_c をパラメータの1つとして目標ライン圧 P_{ld} によって得られるので、エンジン回転数 N_e および実変速比 i の値がOD側の低い状態であっても、目標ライン圧 P_{ld} の下限値が制約されるようになっている。このため、デューティ比設定部103、駆動部104、ソレノイド弁51等を介して伝達されるセカンダリアーリ25における押付力は所定値以下にならず、Vベルトとセカンダリアーリ25との間のスリップを生じることなく、トルク伝達を行うことができる。さらに、トルクコンバータ状態判断部93では、速度比 $e < \text{設定速度 } e_s$ によりコンバータ領域を判断し、これが変速制御系の最終段の変速開始指示部112に入力して出力デューティ比 D_o を $D_o = 0$ に定めることによって、変速開始を阻止する。

また、この発進は第6図の変速パターンの最大変速比のライン l_1 より低速側で行われ、実際の変速比は最大の2.5にホールドされている。しかるに、変速制御系ではセカンダリ回転数 N_s の上昇に伴いそれとプライマリ回転数 N_p とで実変速比 i が、この実変速比 i とスロットル開度 θ とで目標プライマリ回転数 N_{PD} が、これらの目標プライマリ回転数 N_{PD} 、セカンダリ回転数 N_s により目標変速比算出部88、目標変速速度算出部89で目標変速比 i_s 、目標変速比変化速度 di_s/dt が算出される。そして変速速度算出部90では、これらの目標変速比 i_s 、実変速比 i 、目標変速比変化速度 di_s/dt により変速速度 Δi_s の制御量を求め、デューティ比検索部91では変速速度 Δi_s を実変速比変化速度 di/dt で補正することで、制御量に対応したデューティ比 D の操作量を求め、更に補正部111でライン圧に対応して補正したデューティ比 D' を求め、疑似的に変速制御を行っている。従ってこの発進時において、第4図(b)の破線のようにいかなる経過で変速開始点Pに至るか判断される

ことになる。

そして、この場合に交連開始判断部94では、上記経過情報の目標交連比 i_s 、目標交連比変化速度 dis/dt により、目標交連比変化速度 dis/dt が大きく急変速状態では目標交連比 i_s の大きい時点で交連開始判断し、常に一定の遅れ時間 Δt を確保する。そこで目標交連比 i_s 、目標交連比変化速度 dis/dt が第4図(c)の特性を満たすと、交連開始判断してこれがロックアップ決定部95に入力する。

このとき、トルクコンバータ状態判断部93では、速度比 e と回転差 ΔN との両方でトルクコンバータ状態が判断されており、既にカップリング領域を判断してこれがロックアップ決定部95に入力する場合は、上記交連開始判断の入力によりロックアップクラッチ15のロックアップを決定する。

そこで、上記ロックアップ信号の出力でソレノイド弁67がロックアップ制御弁63をトルクコンバータ側に切換えることで、作動圧はトルクコンバータ12に封じ込められてロックアップクラッチ15に作用し、こうしてロックアップクラッチ15はコ

ンバータカバー11に直結してロックアップする。従ってエンジン動力は、ロックアップクラッチ15により効率よく伝達することになり、第6図の交連開始時の交連比最大のライン l_1 と最小のライン l_2 との間の交連全域がロックアップ領域になる。

また、上記カップリング領域と交連開始の判断は交連開始指示部112に入力し、 $D' \cdot \Delta D$ のデューティ比の信号を出力して交連開始を指示する。そのため、ソレノイド弁52により交連速度制御弁45が動作してプライマリ圧を生じ、実際には第6図のライン l_1 の所定の点Pから上記ロックアップと同時に交連を開始して、アップシフトする。

このロックアップ状態では、速度比 e は $e=1$ でトルク増幅率 α も1になるため、これ以降はライン圧が突交連比1とエンジントルク T_e の要素でのみ制御される。

一方、交連開始判断時に未だコンバータ領域が判断されている場合は、交連開始指示部112で交連開始が阻止され、カップリング領域の判断を待

って、ロックアップと交連開始を同時に行うことになる。

以上、本発明の一実施例について述べたが、これに限定されるものではない。

【発明の効果】

以上説明したように、本発明によれば、ライン圧制御系のトルク比検索部において入力する速度比に対応するトルク比を速度比が所定以下になると速度比とトルク比とが反比例するように設定し、かつ目標ライン圧設定部において出力する目標ライン圧をパラメータとなる入力トルクによって定め、入力トルクに応じた目標ライン圧を設定し、求められた目標ライン圧に基づいてセカンダリプーリの押付力を制御するソレノイド弁を駆動するように構成したので、もっとも少ないオイルポンプ駆動力でオイルポンプを駆動させ、ベルトとプーリ間のフリクションを小さくして迅速に変速することができる効果がある。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明のトルコン付ベルト式無段変速

機の実施例を示すスケルトン図、第2図は油圧制御系の回路図、第3図は制御装置の実施例を示すブロック図、第4図および第5図は各特性図、第6図はロックアップオン・オフと交連開始を示す図である。

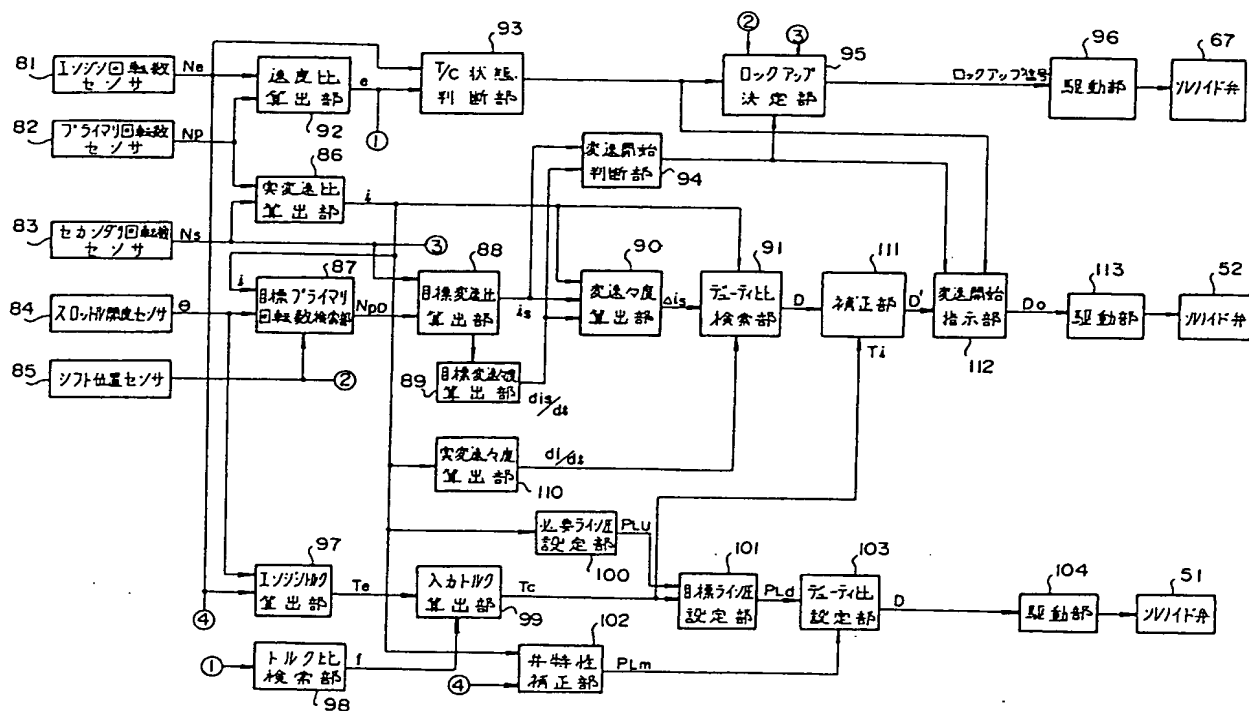
86…突交連比算出部、92…速度比算出部、97…エンジントルク算出部、98…トルク比検索部、99…入力トルク算出部、100…必要ライン圧設定部、101…目標ライン圧設定部。

特許出願人 富士重工業株式会社

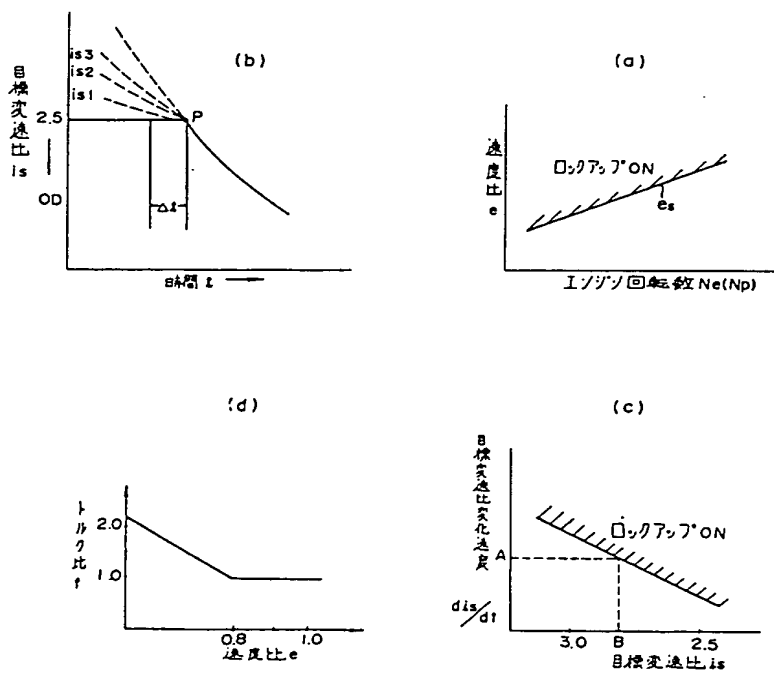
代理人 弁理士 小 橋 信 洋

同 弁理士 村 井 進

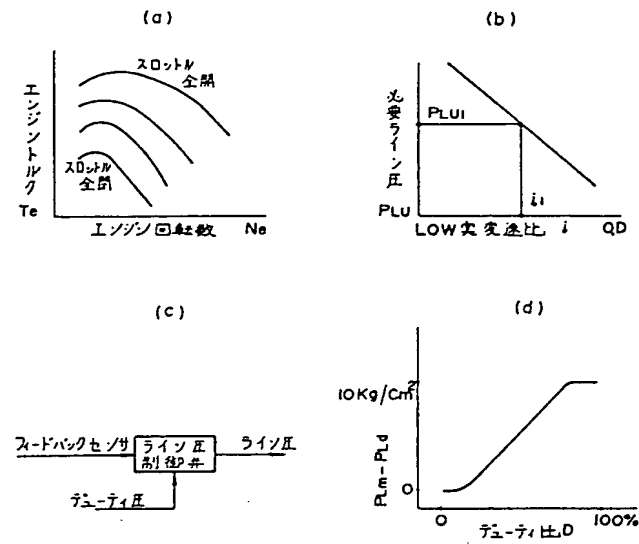
第 3 図



第 4 図



第 5 図



第 6 図

